



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DINÁMICA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN
SISTEMA SOLAR DE CALENTAMIENTO DE AIRE**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERIA

ENERGÍA

P R E S E N T A

Alfredo Flores Irigollen

TUTOR

Dr. José Luis Fernández Zayas



México, D. F. 2006

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DINÁMICA DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN SISTEMA
SOLAR DE CALENTAMIENTO DE AIRE**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERIA

ENERGÍA

P R E S E N T A

ALFREDO FLORES IRIGOLLEN

TUTOR

Dr. José Luis Fernández Zayas

México, D. F. 2006

AGRADECIMIENTOS

Vaya un sincero agradecimiento al Dr José Luis Fernández Zayas quien con gran entusiasmo impulsó y coordinó el seminario quincenal de ingeniería en la UABCS, en cuyo seno se vertieron sugerencias, comentarios y críticas de inestimable valor para el desarrollo del presente trabajo.

Agradezco Al Dr. Eduardo Rubio Cerda su apoyo técnico-científico en el proceso de desarrollo e instalación de la instrumentación, que fue fundamental para asegurar la calidad y precisión de los datos experimentales.

Al M. en I. Norberto Chargoy del Valle, agradezco su valiosa colaboración.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), que otorgó el financiamiento para el desarrollo de la presente investigación.

A la Universidad Autónoma de Baja California Sur, que proporcionó la infraestructura física para la realización de los trabajos experimentales.

A los Colegas Dr. Federico Poujol Galván, M. en I. Oscar Reséndiz Pacheco, Ing. Miguel Ángel Aldana e Ing. Carlos Espinoza Ruiz, por el apoyo brindado en la instalación del sistema de calentamiento de aire y en los trabajos experimentales, así como por sus aportaciones en las sesiones del Seminario de Ingeniería.

A mi amada esposa, Ramona Lauterio García, por sus palabras de aliento y su infinita paciencia.

CONTENIDO

NOMENCLATURA

LISTA DE FIGURAS

RESUMEN

ABSTRACT

1. INTRODUCCIÓN	1
2. ANÁLISIS DE LITERATURA	3
2.1 Conversión Fototérmica	3
2.2 Relación entre Propiedades Ópticas	4
2.3 Materiales Selectivos	4
2.4 Absorción de Radiación en medios Parcialmente Transparentes	7
2.5 Producto Absortancia-Transmitancia	7
2.6 Generalidades de los Enfoques de Discretización	9
2.6.1 Método de Diferencias Finitas	9
2.6.2 Método de Volumen Finito	10
2.6.3 Método de Elemento Finito	11
2.7 Antecedentes	12
3. DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTACIÓN	20
4. METODOLOGÍA	25
5. ANÁLISIS TEÓRICO	27
5.1 Construcción del Modelo Matemático	27
5.2 Coeficientes de Transferencia de Calor	29
5.2.1 Coeficientes de pérdidas de calor U_t y U_b	29
5.2.2 Cálculo de los Coeficientes Convectivos Internos h_1 y h_2	31
5.2.3 Cálculo de h_{rpc}	32
6. PROPUESTA DEL MÉTODO DE SOLUCIÓN	34
7. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO	37

8. CONCLUSIONES	45
BIBLIOGRAFÍA	46
ANEXO I. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO NUMÉRICO	50

NOMENCLATURA

A_c	Área efectiva de captación del colector, m^2	q_1, q_2	Parámetros definidos en ecs 6.9 y 6.11, respectivamente
c	Calor específico, J/kgK	Re	Número de Reynolds, $\rho v D_H / \mu$
e	Espesor promedio de la capa de piedras, m	S	Energía absorbida por las piedras negras, W/m^2
G	Radiación global incidente, W/m^2	T	Temperatura, $^{\circ}C$
h_1	Coeficiente convectivo entre la cubierta y el fluido, W/m^2K	U_b	Conductancia térmica hacia el suelo, W/m^2K
h_2	Coeficiente convectivo entre el absorbedor y el fluido, W/m^2K	U_t	Coef. combinado convección-radiación, W/m^2K
h_{rpc}	Coeficiente radiativo entre el absorbedor y la cubierta, W/m^2K	w	Ancho del colector, m
K_1	$=A_c / (mc)_f$	x	Coordenada longitudinal, m
K_2	$=h_{rpc} K_1$	X	Coordenada espacial adimensional
K_3	$=U_b K_1$	δ	Desviación absoluta promedio, $^{\circ}C$
L	Longitud del colector, m	δ_r	Desviación relativa promedio
L_a	Longitud del arco de la sección segmento-circular del túnel, m	ε	Fracción de huecos
m	flujo másico de aire, kg/s	ρ	Densidad, kg/m^3
Nu	Número de Nusselt, $h D_H / k_f$	θ	Tiempo adimensional
NUT	Número de unidades de transferencia de calor	<u>Subíndices</u>	
NUT_1	$=h_2 K_1$	c	Cubierta
NUT_2	$=h_1 L_a L / (mc)_f$	f	Fluido en colector
Pr	Número de Prandtl, $\mu C_f / k_f$	p	Piedra del absorbedor
ρ_1, ρ_2	Parámetros definidos en ecs 6.8 y 6.10, respectivamente	∞	Referencia al ambiente

LISTA DE FIGURAS

2.1	Características de un material selectivo absorbente	5
2.2	Características de un transmisor selectivo	6
2.3	Absorción de radiación solar por placa absorbedora	8
3.1	Vista esquemática del colector solar	20
3.2	Vista de la superficie absorbedora	21
3.3	Aspectos del proceso de instalación de la cubierta de plástico	22
3.4	Anemómetro en el interior del túnel de calentamiento	23
3.5	Piranómetro Epley blanco y negro	24
5.1	Sección longitudinal esquemática del colector.	27
6.1	División del colector solar en segmentos de longitud uniforme Δx	36
7.1	Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 1.	41
7.2	Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 1)	42
7.3	Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 2	43
7.4	Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 2)	43
7.5	Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 3.	44
7.6	Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 3)	44

RESUMEN

En este trabajo se presenta el análisis de un dispositivo solar para el calentamiento de aire, basado en la primera ley de la termodinámica y en conceptos fundamentales de transferencia de calor. El dispositivo es un colector solar tipo túnel inflable de sección transversal segmento-circular con superficie absorbedora constituida por una capa de cantos rodados.

Con base en el enfoque Euleriano de volumen de control, se genera un modelo matemático que describe la dinámica de la transferencia de calor en el dispositivo. El modelo es de parámetros distribuidos, unidimensional y de régimen no permanente; considera la capacitancia térmica de una capa de piedras situada en la superficie absorbedora del colector y las pérdidas de calor tanto al ambiente como hacia el suelo. Está constituido por tres ecuaciones que describen la distribución espacial instantánea de temperatura de los tres componentes del sistema: cubierta de polietileno, fluido de transferencia (aire) y superficie absorbedora.

Para resolver las ecuaciones gobernantes se propone un esquema numérico novedoso, que difiere del método estándar de diferencias finitas en la forma de generar las ecuaciones de discretización. En este esquema las versiones adimensionales de las ecuaciones del modelo se reducen a formas canónicas lineales de primer orden y luego se resuelven analíticamente en pequeños dominios espaciales y temporales para producir ecuaciones de discretización explícitas. Para validar la calidad del modelo, se realizaron varias pruebas experimentales en un colector solar tipo túnel inflable de 50 metros de longitud. Los resultados del modelo se comparan favorablemente con los datos experimentales.

ABSTRACT

A mathematical model that describes the dynamics of the heat transfer in an inflatable-tunnel solar collector for air heating is proposed and validated. The model is distributed-parameters, one-dimensional and unsteady-state. It considers the thermal inertia of a pebble bed acting as absorber surface and is constituted by three equations that describe the temperature distributions of the three system components: polyethylene cover, transfer fluid (air) and absorber surface.

To solve the governing equations, a novel numerical scheme that differs from the standard method of finite differences in the form of generating the discretization equations is proposed. In this scheme, the dimensionless versions of the equations are reduced to linear canonical forms of first order and then are solved analytically in small spatial domains to produce discretization equations in an explicit form.

To validate the quality of the present model, some experimental tests in a 50 m long inflatable-tunnel solar collector were carried out. Results of the model compare favorably with experimental results.

1. INTRODUCCIÓN

En virtud del rápido agotamiento de las fuentes convencionales de energía, el uso de la energía solar se está volviendo cada vez más importante como una alternativa a fuentes como los combustibles fósiles. Esto es particularmente cierto en el campo de calentamiento y enfriamiento de fluidos usados en procesos térmicos, y en el de generación de energía eléctrica. Por tal motivo, el interés actual en la recuperación de la energía térmica y en el uso de fuentes de energía renovables se ha incrementado de manera sustancial debido a las bondades implícitas de tales recursos.

El dispositivo empleado para la conversión fototérmica de la energía solar es el colector solar, que es una clase particular de intercambiador de calor que convierte la energía radiante proveniente del sol en calor. Difiere con respecto a los intercambiadores convencionales en el hecho de que estos últimos involucran un intercambio fluido a fluido con altas tasas de transferencia de calor y con la radiación como un factor irrelevante. Por otro lado, en el colector solar la transferencia de energía es desde una fuente distante de energía radiante a un fluido (**Duffie y Beckman, 1991**). Los fluidos de transferencia de calor típicos involucran al agua como medio líquido y aire como medio gaseoso.

Los colectores solares pueden diseñarse para aplicaciones que requieren temperaturas moderadas. En tales circunstancias, las unidades aprovechan tanto la radiación solar directa como la difusa, no necesitan sistema de seguimiento, y sólo requieren poco mantenimiento. Las principales aplicaciones de estos dispositivos son el calentamiento de agua, calefacción de edificaciones, acondicionamiento de aire, y generación de calor para procesos industriales.

Los sistemas que emplean agua como fluido de transferencia en vez de medios gaseosos como el aire presentan dos ventajas principales: los altos coeficientes de transferencia de calor por convección hacia el medio líquido resultan en menores diferencias de temperaturas entre el agua y la superficie absorbadora; el

tamaño del sistema completo (colector, tanque de almacenamiento, conductos) es más pequeño en virtud de que los líquidos tienen un calor específico mucho más alto y un menor volumen específico. Sin embargo, las desventajas son también muy importantes. Los sistemas basados en fluidos de transferencia líquidos pueden presentar fugas y por lo tanto todos sus elementos deben construirse de manera hermética. Más aún, los materiales empleados en su construcción deben ser resistentes a la corrosión. Los sistemas que emplean aire como fluido de transferencia pueden tolerar fugas, y los cambios de fase y la corrosión no representan ningún problema.

En el presente trabajo se estudia, con base en la primera ley de la termodinámica, el comportamiento térmico dinámico de un colector solar tipo túnel inflable mediante un modelo matemático de parámetros distribuidos que considera la capacitancia térmica de la superficie absorbidora, y se propone un esquema numérico novedoso para resolver las ecuaciones gobernantes. Para validar el modelo se mide la respuesta térmica del colector en las condiciones de radiación de la ciudad de La Paz, BCS, y se compara con los resultados de las simulaciones. La comparación entre los resultados teóricos y experimentales es favorable, lo cual corrobora la bondad del modelo (ver **Flores-Irigollen et al., 2004**).

2. ANÁLISIS DE LITERATURA

2.1 Conversión Fototérmica

En el análisis de los sistemas de aprovechamiento de la energía solar a través de su conversión fototérmica, es menester considerar ciertas propiedades que no dependen exclusivamente de las características físicas de los materiales empleados en su construcción (cubierta, absorbedor). Dichas propiedades son la absorptancia (α), la transmitancia (τ) y la reflectancia (ρ), que están relacionadas entre sí por la sencilla ecuación $\alpha + \tau + \rho = 1$, consecuencia del principio general de conservación de la energía.

Estas propiedades dependen de la longitud de onda, interesando especialmente sus valores en la zona del espectro solar (entre 0,2 y 3 μm).

Otra propiedad importante es la emitancia, que representa la parte de la máxima radiación que puede emitir un cuerpo a una determinada temperatura. Su valor siempre es inferior a 1.

En la captación solar térmica propiamente dicha, lo que interesa es tener un valor alto de la absorptancia y bajo de la reflectancia con cero para la transmitancia en las longitudes de onda del espectro solar, y bajo de la emitancia en las longitudes de onda correspondientes a la temperatura del captador.

En general, estos objetivos a conseguir en las propiedades de los materiales no son fáciles de obtener porque cuando se tiene una alta absorptancia también se tiene una alta emitancia, a la misma longitud de onda (Ley de Kirchoff).

Lo que frecuentemente se pretende, se conoce como selectividad, en este caso absorbente; es decir, alta absorptancia en longitudes de onda corta (espectro solar) y baja emitancia en longitudes de onda larga (en la que emiten los cuerpos a las temperaturas habituales en las aplicaciones).

2.2 Relación entre Propiedades Ópticas

Si se conoce la reflectancia angular hemisférica monocromática, se pueden deducir a partir de ella las propiedades de emitancia y de absortancia para la superficie. La intensidad monocromática en la dirección (θ, β) procedente de una superficie infinitesimal, está compuesta por la radiación reflejada y por la radiación emitida de valor igual a $(I_b)_\lambda$ a la temperatura T, es decir:

$$(I_b)_\lambda = I_\lambda(\theta, \beta) \text{ emitancia} + I_\lambda(\theta, \beta) \text{ reflectancia} = \varepsilon_\lambda(\theta, \beta) (I_b)_\lambda + \rho_\lambda(\theta, \beta) (I_b)_\lambda \quad (2.1)$$

en la que $\rho_\lambda(\theta, \beta)$ es la reflectancia angular hemisférica monocromática, por cuanto la intensidad incidente es difusa. Dividiendo ambos miembros por $(I_b)_\lambda$ se obtiene:

$$\varepsilon_\lambda(\theta, \beta) = 1 - \rho_\lambda(\theta, \beta) = \left| \frac{\text{Ley de Kirchoff}}{\varepsilon_\lambda(\theta, \beta) = \alpha_\lambda(\theta, \beta)} \right| = 1 - \rho_\lambda(\theta, \beta) \quad (2.2)$$

por lo que, tanto la emitancia direccional monocromática, como la absortancia direccional monocromática, se pueden calcular a partir de la reflectancia angular hemisférica monocromática.

2.3 Materiales Selectivos

Cuando se estudian colectores solares y se realiza un balance energético de los mismos, se presenta la problemática de disponer de superficies que tengan una alta absortancia para la radiación solar visible y una baja emitancia para las radiaciones de onda larga (infrarrojo) lo cual se consigue ennegreciendo la superficie.

Una superficie selectiva, placa metálica, es equivalente a una superficie semigris ideal, lo que conduce a considerarla como superficie gris en el espectro solar (espectro visible e infrarrojo cercano $\lambda < 3,0 \mu m$) y también como superficie gris, en el infrarrojo lejano $\lambda > 3,0 \mu m$.

Para esta superficie ideal, figura 2.1, la reflectancia monocromática ρ_λ es muy baja, por debajo de la longitud de onda crítica $\lambda_c = 3 \mu m$ y muy alta en longitudes de onda superiores a λ_c .

La absorptancia de energía solar en colectores de placa plana es $(1 - \rho_\lambda)$ para, $\lambda < 3 \mu m$. La emitancia depende de la temperatura de la superficie.

En los colectores solares de placa plana las temperaturas son lo suficientemente bajas como para que la mayor parte de la energía se emita en longitudes de onda superiores a $3 \mu m$.

Si la superficie absorbente selectiva está totalmente aislada térmicamente por conducción y convección y recibe una irradiancia global I_G , alcanzará una temperatura T de equilibrio (superficie refractaria), dada por:

$$\alpha_{\text{visible}} I_G = \varepsilon_{\text{infrar}} E_b = \varepsilon_{\text{infrar}} \sigma T^4 \Rightarrow T = 4 \sqrt{\frac{\alpha_{\text{visible}} I_G}{\varepsilon_{\text{infrar}} \sigma}} \quad (2.3)$$

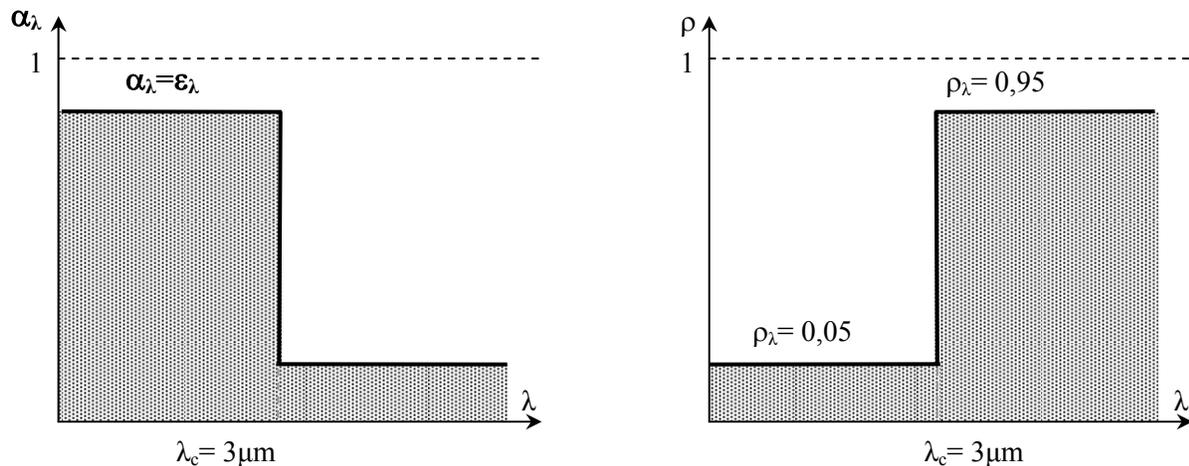


Fig. 2.1. Características de un material selectivo absorbente

La temperatura T depende de la relación (α/ε) y puede llegar a tener valores del orden de 12 a 15.

Los efectos térmicos sobre el colector plano (placa metálica), se mejoran colocando un transmisor selectivo (cristal de la cubierta), frente a la placa absorbente, que origina un efecto invernadero, que fija su comportamiento óptico como ilustra la figura 2.2.

En realidad, una superficie selectiva no tiene una longitud de onda crítica bien definida, así como propiedades uniformes en la gama de longitudes de onda corta y larga, por lo que los valores de la emitancia serán más sensibles a las temperaturas superficiales, que las de una superficie semigris ideal.

Este concepto tiene una gran importancia en el diseño de superficies para aplicaciones de la energía solar, habiéndose desarrollado una serie de modelos y productos que permiten hacer combinaciones de propiedades de las mismas.

Como se anotó, para los medios transparentes la suma de la absorptancia, la reflectancia y la transmitancia es la unidad.

La transmitancia, la reflectancia y la absorptancia, son función de la longitud de onda, del ángulo de incidencia de la radiación, del índice de refracción n y del

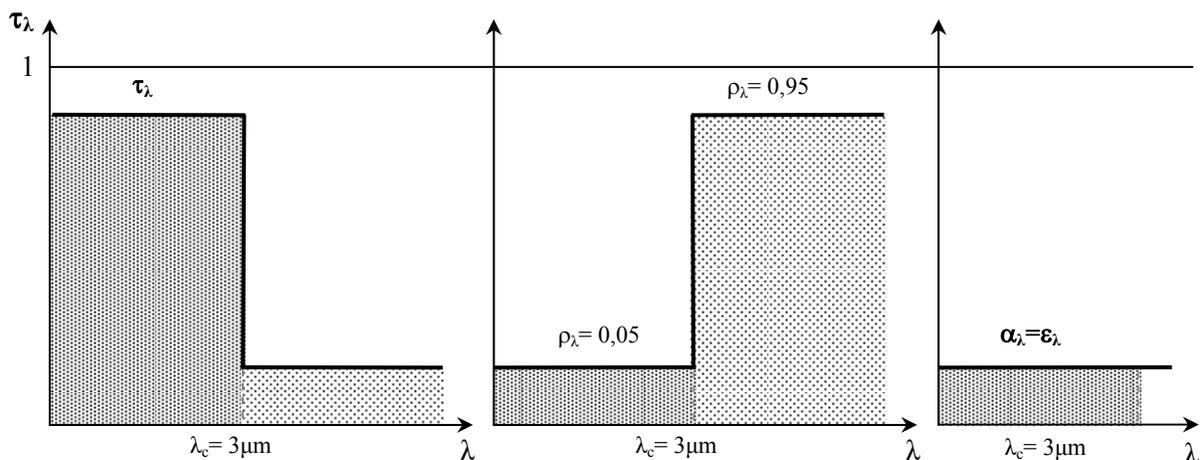


Fig. 2.2 Características de un transmisor selectivo

coeficiente de extinción κ del material. Tanto n como κ son función de la longitud de onda λ de la radiación, pero para las aplicaciones en energía solar se pueden considerar independientes de ella.

Para las superficies opacas, $\tau = 0$, se cumple que la suma de la absorptancia y la reflectancia es igual a la unidad.

2.4 Absorción de Radiación en Medios Parcialmente Transparentes

La absorción de la radiación en un medio parcialmente transparente se basa en la ley de Bouguer, según la cual, la radiación absorbida en una distancia dx del camino óptico recorrido en el medio es proporcional a la intensidad local I en dicha zona y a la distancia recorrida por la radiación en el mismo, de la forma:

$$dI = -I \kappa dx ; \frac{I}{I_0} = e^{-\kappa x} \quad (2.4)$$

en la que κ es un coeficiente de extinción que se supone constante para las longitudes de onda del espectro solar. Supuesto que el camino total que recorre el rayo luminoso a través del medio es x , al integrar la ecuación anterior entre 0 y L se obtiene el valor de la transmitancia τ_a considerando sólo la absorción.

2.5 Producto Transmitancia-Absortancia

De toda la radiación que atraviesa el sistema de cubiertas traslúcidas y que llega a la placa metálica absorbente, una fracción es reflejada por la placa hacia el sistema de cubiertas, que a su vez es reflejada por las cubiertas otra vez hacia la placa y así sucesivamente, por lo que sólo una cantidad muy pequeña de la energía que inicialmente incide sobre la placa se devuelve al medio exterior. La situación se representa en la figura 2.3 en la que τ es la transmitancia del sistema de cubiertas y α es la absorptancia angular de la placa de absorción. La fracción de energía incidente que en principio se absorbe por la placa es $(\tau\alpha)$ y la reflejada hacia el sistema de cubiertas $(1 - \alpha) \tau$.

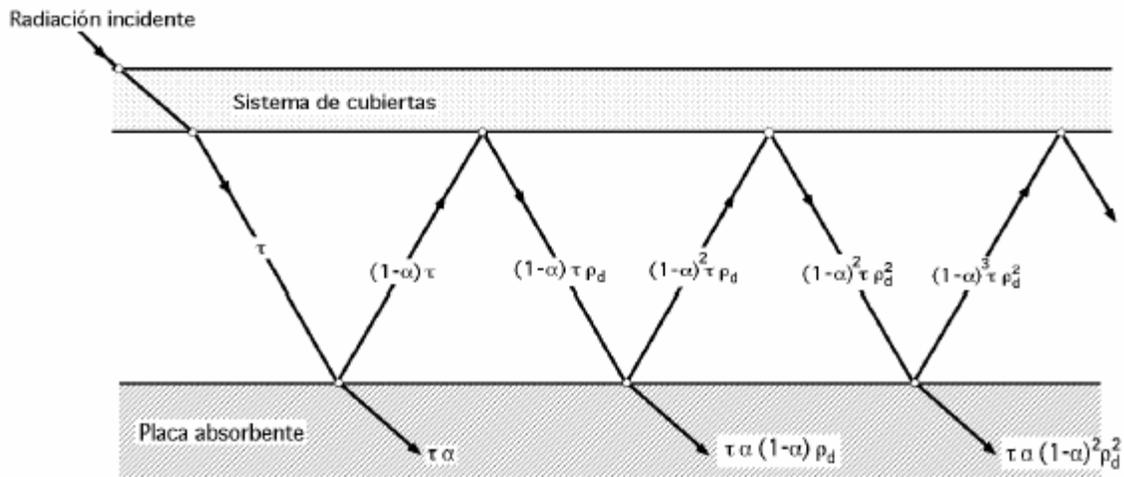


Fig. 2.3 Absorción de radiación solar por placa absorbente (Duffie y Beckman, 1991)

La reflexión en la superficie absorbente es más difusa que especular, por lo que la fracción $(1 - \alpha) \tau$ que llega a la cubierta es radiación difusa, mientras que la que se refleja de nuevo hacia la placa absorbente (que puede estar parcialmente polarizada debido a las reflexiones que ha experimentado al atravesar el sistema de cubiertas) es $\{(1 - \alpha) \tau \rho_d\}$ en la que ρ_d es la reflectancia de la cubierta para la radiación incidente-difusa. Después de las continuas reflexiones múltiples de la radiación difusa en placa y cubiertas, la energía absorbida finalmente por la placa es:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} \{(1 - \alpha)\rho_d\}^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (2.5)$$

que es el llamado producto transmitancia-absortancia, de gran utilización en el diseño y cálculo de colectores solares, ya que es la fracción de radiación que es captada y absorbida por la placa.

El factor ρ_d representa la reflectancia difusa del sistema de cubiertas y se puede determinar utilizando la reflexión especular para un sistema de varias cubiertas con ángulo de incidencia de 60° .

Dado que el sistema de cubiertas capta una pequeña fracción de energía, se produce un aumento de la temperatura en dicho sistema, lo que contribuye en cierta medida a disminuir la diferencia de temperaturas existente entre la placa absorbente y el medio ambiente, con lo que las pérdidas energéticas del colector serán menores; esto hace que se pueda considerar que el producto transmitancia-absortancia del captador aumente y por ello se define el producto transmitancia-absortancia efectivo $(\tau\alpha)_e$ cuyo valor se ha determinado experimentalmente y que, para un colector de dos cubiertas, viene dado por:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1 - \tau_a)(0.09 + 0.4\tau_c) \quad (2.6)$$

en la que las cifras 0,09 y 0,4 dependen de la velocidad del viento exterior y del gradiente de temperaturas existente entre la placa absorbente y la atmósfera.

2.6 Generalidades de los Enfoques de Discretización

2.6.1 Método de Diferencias Finitas

Es el método más antiguo para la solución de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, que fue introducido por Euler a principios del siglo XVIII. Es también uno de los métodos más sencillos de usar para geometrías simples.

En este esquema el punto de partida es la ecuación de conservación en forma diferencial. El dominio de solución se cubre mediante una malla. En cada punto de intersección, la ecuación diferencial se aproxima mediante el reemplazo de las derivadas parciales por aproximaciones en términos de los valores nodales de las funciones. El resultado es una ecuación algebraica por nodo, en la cual el valor de la variable de interés y el de cierto número de nodos vecinos aparecen como incógnitas (**Ferziger y Peric, 2001**).

El método de diferencias finitas puede, en principio, ser aplicado a cualquier tipo de malla. Sin embargo, en las aplicaciones conocidas de este método, se ha utilizado fundamentalmente con mallas estructuradas. Las líneas de la malla se constituyen como líneas de coordenada local.

Para obtener aproximaciones a la primera y segunda derivadas de las variables con respecto a las coordenadas, se utiliza la expansión en series de Taylor o el ajuste polinomial

En mallas estructuradas el método de diferencias finitas es muy simple y efectivo. La principal desventaja de este método es que el principio de conservación no se impone a menos que se ponga especial atención en ello. Por otro lado, la restricción a geometrías simples es una desventaja importante para el tratamiento de flujos complejos.

2.6.2 Método de Volumen Finito

El método de volumen finito emplea, como punto de partida, las formas integrales de las ecuaciones de conservación. El dominio de solución se subdivide en un número finito de volúmenes de control (VCs) contiguos, y las ecuaciones de conservación se aplican a cada uno de ellos. En el centroide de cada VC coincide un nodo computacional en el cual los valores de la variable de interés deben calcularse. Para expresar los valores de la variable en la superficie del VC, en términos de los valores nodales, se requiere utilizar la interpolación. Las integrales de superficie y volumen se aproximan mediante fórmulas de cuadratura convenientes. Como resultado, se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, en la cual aparecen un número de valores nodales vecinos.

El método de volumen finito puede utilizarse con cualquier tipo de malla, de tal forma que es adecuado para geometrías complejas. La malla define sólo las fronteras del volumen de control y no requiere estar relacionado a un sistema coordenado. El método es conservativo por construcción, así que las integrales de superficie tienen el mismo valor para los volúmenes de control que comparten

frontera. Todos los términos que necesitan ser aproximados tienen significado físico. Por tal motivo, el método es popular entre los ingenieros.

La desventaja del método de volumen finito con respecto al esquema de diferencias finitas es que los métodos de orden superior al segundo son más difíciles de desarrollar en tres dimensiones. Esto se debe al hecho de que el enfoque de volumen finito requiere dos niveles de aproximación: interpolación e integración.

2.6.3 Método de Elemento Finito

En varios aspectos es similar al método de volumen finito. El dominio de solución se subdivide en un conjunto de volúmenes discretos o elementos finitos que generalmente son de naturaleza no estructurada. En problemas bidimensionales, los elementos finitos normalmente son triángulos o cuadriláteros, mientras que en problemas tridimensionales son tetraedros o hexaedros. El aspecto que distingue al método de elemento finito es que las ecuaciones se multiplican por una función de peso antes de ser integradas sobre el dominio completo. En el caso más simple, la solución se aproxima mediante una función lineal dentro de cada elemento de una manera que garantiza continuidad de la solución a través de los elementos frontera. Tal función puede construirse a partir de sus valores en las esquinas de los elementos. La función de peso tiene usualmente la misma forma.

Esta aproximación se sustituye entonces en la integral ponderada de la ley de conservación, y las ecuaciones por resolver se derivan considerando que la derivada de dicha integral con respecto a cada valor nodal debe ser cero. El resultado es un conjunto de ecuaciones algebraicas no lineales.

La ventaja más importante del método de elemento finito es que permite tratar con geometrías arbitrarias. Las mallas pueden refinarse fácilmente mediante una simple subdivisión de cada elemento. El método presenta propiedades óptimas para cierto tipo de ecuaciones. El principal inconveniente, que es compartido por cualquier método que usa mallas no estructuradas, es que las matrices de las

ecuaciones linealizadas no están tan bien estructuradas como aquellas correspondientes a mallas regulares, lo cual hace más difícil encontrar un método de solución eficiente.

2.7 Antecedentes

Desde 1994, la Universidad Autónoma de Baja California Sur realiza investigación en el campo del aprovechamiento de la energía solar, particularmente a través de su conversión fototérmica.

Dentro de las líneas de investigación que se han desarrollado y sobre las cuales se continúa trabajando, se destacan las siguientes: convección natural en estado no permanente en cavidades triangulares, destilación solar de agua de mar, ahorro de energía en edificios y secado solar. Los logros y metas alcanzados en cada una de ellas son múltiples; en particular, en el área de secado solar se cuenta con una patente de invención de un secador de laboratorio tipo túnel que ha servido, entre otras cosas, para estudiar la dinámica del proceso de secado en condiciones de temperatura variable y el efecto en los productos finales. Se tienen, además, avances significativos en el análisis y modelación de uno de los componentes más importantes de un sistema de secado solar: el almacén de calor **(Flores, et al., 1995,1996)**.

Hasta el momento, la mayor parte de las publicaciones sobre el tema de calentamiento de aire en sistemas solares con almacenamiento térmico, se han orientado principalmente a aplicaciones tales como la calefacción y acondicionamiento de aire en edificios **(Löf et al., 1948; Hughes, et al., 1976; Coutier y Farber, 1982; Duffie y Beckman, 1991)**.

Con respecto a colectores solares aplicables al calentamiento de aire, **Gutiérrez y Tovar (1989)** reportan resultados de pruebas realizadas en la Ciudad de México con un calentador tipo túnel inflable, cuya superficie absorbidora está constituida por polietileno negro. Para la simulación del colector, emplearon un modelo numérico basado en el análisis de **Hottel y Whillier (1958)** y **Saez y McCoy**

(1982) y completado por **Duffie y Beckman (1991)**. Recomiendan incorporar un almacén de calor acoplado en serie al colector, con el fin de amortiguar las variaciones de temperatura y prolongar la disponibilidad de aire caliente para asegurar la continuidad del proceso de secado. Sin embargo, no exploran la posibilidad de cambiar el material del absorbedor por una capa de piedras, ni definen los parámetros de secado que permiten estimar el tamaño del almacén térmico. Por otro lado, el programa en Basic que desarrollan muestra poca flexibilidad y no permite simulaciones de largo plazo; no obstante, muestran resultados relevantes en forma de nomogramas que permiten auxiliar en el diseño de este tipo de dispositivos.

Prasad y Saini (1998), **Cortes y Piacenti (1990)** así como **Gupta, et al. (1997)** han realizado diversos trabajos tendientes a mejorar la eficiencia térmica de calentadores solares de aire. Estos autores discuten el efecto de varios diseños y parámetros de operación en la eficiencia efectiva y concluyen que la transferencia de calor se puede incrementar si se utiliza una superficie rugosa artificial.

Dentro de este tema, **Duffie y Beckman (1991)** constituyen una referencia básica. Estos autores presentan seis diseños diferentes de calentadores solares de aire y las ecuaciones correspondientes para el cálculo de los factores de eficiencia del colector y la conductancia global U_L para esas geometrías. Muestran, además, un procedimiento para derivar estos parámetros a partir de un modelo de parámetros concentrados y de régimen permanente para el caso de un calentador de aire de un solo paso.

Con objeto de realizar un análisis de sensibilidad de un calentador solar de aire de placa plana suspendido, **Yadav, et al. (1995)** proponen un modelo matemático de estado no permanente, que considera la inercia térmica del fluido, pero ignora la del absorbedor y la de la cubierta. Las ecuaciones de estos dos últimos elementos son de parámetros concentrados, mientras que la del fluido es de naturaleza distribuida. No fundamentan la inclusión del término de acumulación en la ecuación del fluido ni validan su modelo. La ecuación del fluido incluye sólo

términos convectivos y es lineal en la temperatura del aire, lo que facilita la manipulación matemática de la misma para generar una solución analítica. Este argumento no atiende a la naturaleza física del problema. Por otro lado, los autores derivan expresiones explícitas para las temperaturas de la cubierta, aire y placa absorbedora, mediante la solución analítica de las ecuaciones gobernantes. Cabe destacar que la inclusión de la inercia térmica en los otros componentes (cubierta y placa absorbedora) complicaría excesivamente la obtención de una solución analítica debido a la presencia de términos radiativos, que confieren al problema un carácter no lineal.

Otro estudio, muy similar al previo, es presentado por **Aboul-Enein, et al. (2000)**. En él se analiza un calentador solar de aire de placa plana suspendido, con y sin material de almacenamiento, mediante un enfoque de régimen no permanente. Las ecuaciones gobernantes que describen el desempeño térmico del sistema sin almacenamiento de calor incluyen la capacitancia térmica en la ecuación del fluido, y el tratamiento analítico de las ecuaciones es idéntico. Para el sistema con almacenamiento modifican la ecuación de la placa absorbedora y, adicionalmente, incluyen una ecuación para el almacenamiento térmico. Los autores estudian el efecto de diversos parámetros de diseño tales como longitud, ancho, espacio entre el absorbedor y la cubierta de vidrio, flujo másico y el espesor del material de almacenamiento, y concluyen que la eficiencia térmica del calentador de aire con material de almacenamiento es considerablemente mayor que la del calentador sin almacenamiento. Encontraron que un espesor óptimo del material de almacenamiento de aproximadamente 0.12 m es conveniente para secar diferentes productos agrícolas. Sus cálculos numéricos están en concordancia con sus resultados experimentales.

Choudhury et al. (1995), en un estudio de optimización de los parámetros operacionales y de diseño de un lecho de rocas de sección transversal rectangular acoplado a un calentador solar de aire de cubierta simple y doble paso, plantean las ecuaciones del balance de energía para cada componente del calentador solar y utilizan las ecuaciones del modelo de **Schumann (1929)** para describir el

comportamiento dinámico del lecho. Este estudio de optimización muestra aspectos metodológicos que adolecen de graves deficiencias; en primer término, los autores pretenden minimizar una razón de costo-beneficio expresada en función del tiempo de carga para valores fijos de la fracción de huecos, el flujo másico por unidad de área, la longitud del lecho y el área de la sección transversal, con el diámetro equivalente como parámetro variable. Sin embargo, no exploran el comportamiento de esta función objetivo para otros valores de los parámetros fijos mencionados. Aparentemente, en su revisión bibliográfica no consideraron el trabajo de **Maaliou y McCoy (1985)**, que trata de la optimización del almacenamiento de energía solar en columnas cilíndricas empacadas. En él se muestra un procedimiento de optimización completo, basado en un método iterativo de búsqueda directa, con el cual se optimizan simultáneamente los parámetros que afectan la función objetivo en consideración. Por otro lado, **Choudhury et al. (1995)** realizan un análisis paramétrico y muestran gráficamente, entre otros aspectos, el efecto del área de la sección transversal del lecho sobre la respuesta dinámica de temperaturas en el sólido. Contra lo que podría esperarse, muestran un efecto apreciable de este parámetro, lo cual resulta incomprensible si se toma en cuenta que el modelo matemático empleado es unidimensional y no considera pérdidas térmicas.

En otro estudio de simulación, **Abbud et al. (1995)** muestran las bondades y ventajas de la operación de un sistema solar de calentamiento en el cual se abastece aire caliente directamente desde el colector hacia los espacios de uso y hacia el almacén a una temperatura aproximadamente constante. Para lograr este modo de operación, varían continuamente el flujo de aire a través del colector. De esta forma, concluyen que la fracción solar anual es de 2 a 12 % mayor que en la operación convencional a flujo constante, cuando las temperaturas de descarga del colector son de 50°C y 40°C, respectivamente.

Medved et al. (1999) presentan el estudio de un colector solar de geometría hemisférica. Su prototipo tiene un diámetro de 40.8 cm y el absorbedor es una lata de 10 cm de alto por 6.5 cm de diámetro. Desarrollan un modelo de régimen no

permanente y parámetros concentrados para analizar el comportamiento térmico del calentador y escriben las ecuaciones de balance de energía como un sistema de cuatro ecuaciones algebraicas, el cual se resuelve empleando el método de la matriz inversa. Encuentran una buena correspondencia entre la radiación solar específica promedio medida y la determinada numéricamente en la superficie absorbadora. Las diferencias nunca exceden el 7.0%.

Hegazy (1999) presentó un estudio acerca de la determinación de la razón óptima profundidad a longitud de un canal para un calentador solar de aire convencional que opera con flujo constante. En ese trabajo, se estima un valor óptimo que maximiza la energía útil del colector. Se utilizó el enfoque de régimen permanente y parámetros concentrados para analizar el desempeño dinámico. Las ecuaciones de balance energético de los componentes del colector se resuelven empleando una técnica iterativa de solución. Además, se realizó un análisis paramétrico para verificar la credibilidad de los criterios propuestos. Sus resultados numéricos demuestran la precisión de los criterios sobre un amplio rango experimental de los parámetros de diseño y condiciones de operación. Para una geometría óptima, el autor encuentra que la razón de la energía útil real a su máximo valor posible varía de 81 a 96%, y concluye que la relación profundidad a longitud del canal tiene un papel relevante para determinar la tasa de ganancia de calor útil.

Recientemente, **Ahmad (2001)** investigó el funcionamiento térmico y la eficiencia de un calentador solar de aire fabricado de una película plástica. Su prototipo es un colector cilíndrico de una sola hoja con 5 m de largo y 0.36 m de diámetro, con una banda interior negra que cubre la parte inferior de la sección interna (30%). Para analizar el comportamiento térmico de dicho colector, se utiliza un enfoque de parámetros concentrados y estado permanente. El procedimiento es similar a la metodología reportada por **Duffie y Beckman (1991)** para el análisis de un colector solar de placa plana. El autor concluye que el desempeño del colector comparado con el colector solar de una sola hoja se puede mejorar considerablemente si se utiliza aislante transparente (película con burbujas de aire).

Forson et al. (2003) efectúan un estudio, tanto experimental como numérico, sobre el comportamiento térmico de un calentador solar de aire de paso simple y doble conducto. El dispositivo es considerado como una chimenea inclinada y el flujo de aire a través de él tiene lugar exclusivamente por convección libre. El modelo desarrollado es unidimensional, de parámetros semidistribuidos y desprecia la inercia térmica de los componentes del sistema (estado permanente). Provee una herramienta de diseño capaz de aproximar la radiación solar incidente, los coeficientes de transferencia de calor, flujo másico promedio de aire, temperatura y humedad relativa promedio a la salida del colector. El colector tiene 6.75 m de ancho por 12.6 m de largo con una profundidad del conducto de 0.28 m. Los autores también realizaron pruebas en un calentador de laboratorio de 0.44 m de ancho por 0.74 m de longitud con una profundidad global de 0.075 m

Las comparaciones entre los resultados experimentales (temperatura de los diversos elementos, flujo másico, humedad relativa) y las simulaciones numéricas no se efectúan a nivel de los valores instantáneos de las variables de interés, sino a nivel de los valores promediados de dichas variables en el periodo de duración de los experimentos.

Los autores concluyen que puede lograrse una mejora significativa del comportamiento térmico mediante una selección adecuada de los parámetros de diseño del colector y que el flujo másico es el factor más importante que determina la eficiencia térmica del calentador solar de aire de convección natural.

Un estudio exclusivamente numérico sobre el comportamiento térmico de un calentador solar de aire de paso simple, lo presenta **Ammari (2003)**. El calentador consiste de un diseño de doble canal con flujo de aire simple entre el absorbedor y una placa en la parte inferior. Entre estos dos últimos elementos corren, en la dirección de flujo, varias tablillas metálicas verticales que conforman canales para el flujo de aire. El modelo es de estado permanente y presenta la particularidad de considerar la interacción térmica entre las tablillas metálicas y los diversos elementos del calentador (placa absorbadora, aire y placa inferior). Para describir

la distribución de temperaturas en las tablillas metálicas, el modelo considera una ecuación similar a la de una aleta que pierde calor por convección.

El modelo supone que para un colector corto, las temperaturas de las paredes que rodean el flujo son uniformes y que la temperatura del aire varía linealmente en la dirección del flujo. El proceso numérico supone que el colector está dividido en varias secciones (colectores cortos), de tal forma que la temperatura del aire a la entrada de una sección particular es igual a la temperatura de salida en la sección previa. Concluye que la presencia de las tablillas metálicas mejora notablemente la eficiencia térmica del calentador con respecto a colectores convencionales.

Ho et al. (2005) presentan otro estudio de naturaleza teórica en relación con la mejora del comportamiento térmico de un calentador solar de aire multipaso con recirculación de aire bajo una operación de flujo a contracorriente. Para dividir el conducto abierto del colector en cuatro canales de flujo, insertan horizontalmente una placa absorbadora, y verticalmente una hoja aislante. El modelo desarrollado consta de 4 ecuaciones diferenciales, correspondientes a las distribuciones de temperatura del aire en los cuatro canales, y de 3 ecuaciones algebraicas correspondientes a los balances térmicos de los otros componentes. El modelo ignora los efectos dinámicos del sistema.

Los autores concluyen que la aplicación del concepto de recirculación de aire a colectores solares mejora notablemente la tasa de transferencia de calor por convección y reduce el efecto no deseable de las altas diferencias de temperaturas, lo cual conduce a una mejor eficiencia térmica, con respecto al calentador solar de paso simple.

Sahu y Bhagoria (2005) presentan un estudio experimental sobre el efecto de la rugosidad de la placa absorbadora de calentadores solares de aire en el coeficiente de transferencia de calor hacia el aire circulante. Los experimentos se realizaron con un flujo de aire correspondiente a un número de Reynolds entre 3000 y 12000. Los resultados de transferencia de calor se compararon con los que

se obtienen utilizando conductos lisos bajo condiciones de flujo y condiciones de frontera térmica similares.

Como una de las conclusiones más importantes de este trabajo, se establece que las placas absorbedoras rugosas incrementan el coeficiente de transferencia de calor de 1.25 a 1.4 veces respecto a los conductos rectangulares lisos, bajo condiciones de operación similares a altos números de Reynolds. Este resultado concuerda con el que se obtiene en el presente trabajo.

3. DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTACIÓN

El equipo, objeto de estudio de esta investigación, es un colector solar tipo túnel inflable, de 50 metros de longitud y 5 metros de ancho. Tiene una sección transversal de geometría segmento-circular ($A_t=3.02 \text{ m}^2$) con altura máxima al centro de 0.85 metros (figura 3.1). La superficie absorbedora es una capa de cantos rodados, pintada con pintura vinílica color negro mate, cuyo espesor promedio es de 5.5 centímetros y un área de colección efectiva de 245 metros cuadrados. Su cubierta es una película de polietileno semitransparente de 178 micras de espesor, con tratamiento UV, sujeta a perfiles estructurales metálicos en el perímetro del absorbedor.

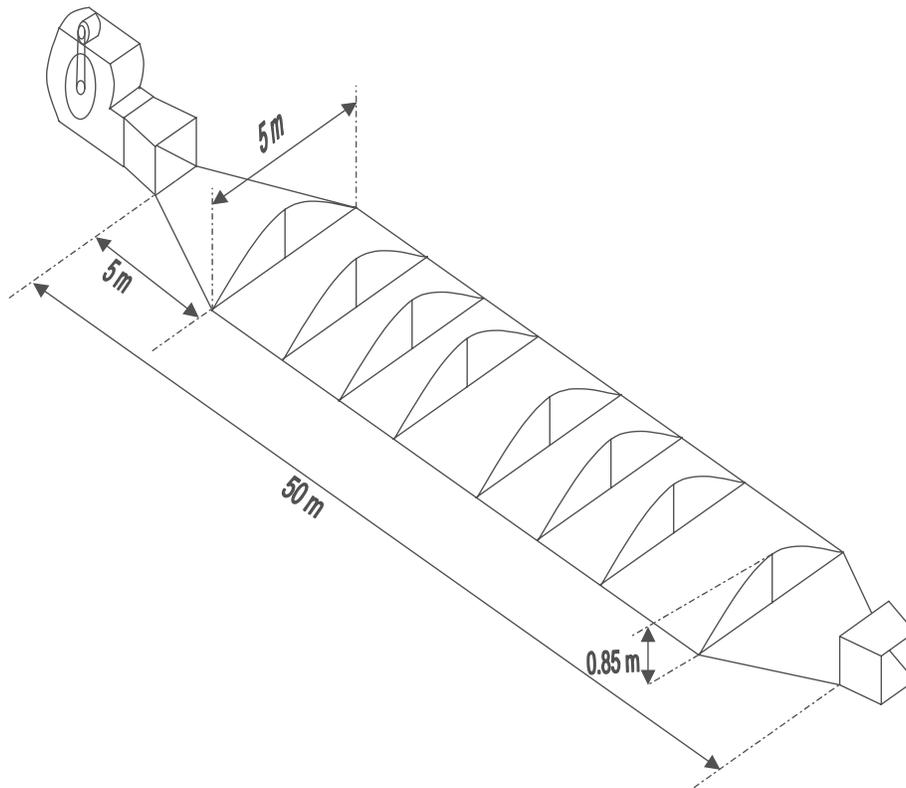


Fig. 3.1 Vista esquemática del colector solar.

3. DESCRIPCIÓN DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTACIÓN

Para impulsar el aire a través del colector solar se utiliza un ventilador centrífugo de 10 HP de potencia, que permite un flujo máximo de 5 Kg/s de aire.

La figura 3.2 muestra una vista general de la superficie absorbedora y los arcos de estructura metálica que sirven de soporte a la cubierta de plástico. Se aprecia también la tobera de salida cuyas dimensiones en la descarga son de 1.10 m de ancho por 0.80 m de altura. Al fondo se observa un tablero de control en el que se acciona un motor eléctrico acoplado mediante bandas a un ventilador centrífugo que impulsa el aire a través del túnel.



Fig. 3.2 Vista de la superficie absorbedora.

El proceso de instalación de la cubierta de polietileno se ilustra en la figura 3.3. Los elementos estructurales de sujeción, que definen las fronteras laterales del calentador, presentan un doblez en “V” que hace posible asegurar la cubierta de plástico.



Fig. 3.3 Aspectos del proceso de instalación de la cubierta de plástico

La velocidad del aire tanto en el interior como en el exterior del túnel se midió con anemómetros de tres copas (figura 3.4) cuyas características son una respuesta rápida y un sensor de baja inercia, el cual tiene un generador eléctrico con una frecuencia de salida proporcional a la velocidad de rotación, y precisión de $\pm 1\%$. Estos anemómetros tienen también implementado un medidor de frecuencia con un contador digital que es controlado por un microprocesador.



Fig. 3.4 Anemómetro en el interior del túnel de calentamiento

Para la medición de la radiación solar se utilizó un piranómetro blanco y negro marca Eppley de fotodiodo de silicio (figura 3.5), respuesta espectral de 280 a 2800 nm, calibrado contra un piranómetro espectral de precisión que da un error de $\pm 3\%$. El piranómetro se conectó a una tarjeta acondicionadora con convertidor de corriente a voltaje y un amplificador de voltaje que produce lecturas en el rango de de 0 a 1100 W/m^2 . La constante de calibración del piranómetro es $9.8 \times 10^{-6} \text{ V/Wm}^{-2}$.

La temperatura se midió con termopares cobre-constantán conectados a un convertidor diferencial de analógico a digital, el cual tiene una resolución de 16 bits, rango programable, exactitud de $\pm 0.05\%$ y una interfase RS485.

El software utilizado para la adquisición de datos se desarrolló en Lab Windows CVI, el cual es un lenguaje de programación C. El software permite el almacenamiento de datos en disco y su presentación forma gráfica y numérica en pantalla.



Fig. 3.5 Piranómetro Epley blanco y negro

4. METODOLOGÍA

Se evaluó experimentalmente el comportamiento térmico global del equipo en las condiciones climatológicas de la ciudad de La Paz B.C.S. y con diferentes condiciones de flujo.

1. Acondicionamiento del colector tipo túnel inflable (se limpió el colector y se pintaron los cantos rodados con pintura vinílica color negro mate.)
2. Se calibraron termopares de cobre-constantán para medir la temperatura del aire a lo largo del colector, así como también la temperatura ambiente y la de las piedras. Para medir la temperatura del aire se fijaron los termopares a la estructura mediante un alambre de acero inoxidable ubicado a una altura de 0.40 m sobre la superficie absorbadora, y para registrar la temperatura de las piedras se pegaron a la superficie de las mismas los sensores de termopar con resina epóxica.
3. Se midió la velocidad del aire en el interior del túnel con un anemómetro de tres copas a una distancia de la entrada de 29.46 metros. Por otra parte, se midió la velocidad del aire en el exterior del túnel a una altura de 3 metros aproximadamente con un anemómetro de las mismas características citadas anteriormente. Esas lecturas se registraron cada minuto.
4. Se registraron cada minuto valores de radiación local incidente a una altura de 3 metros aproximadamente de la superficie horizontal del colector utilizando el piranómetro descrito en la sección previa.
5. Se registró también cada minuto la temperatura de la tierra a una profundidad de 0.4m aproximadamente, bajo la superficie absorbadora, a una distancia de 29.50 m, de la entrada del colector.
6. Todos los datos de mayor relevancia (temperaturas de las piedras y el aire a lo largo del colector, temperatura ambiente, velocidad del aire en el interior y exterior del colector, temperatura de la tierra y radiación local incidente) se capturaron en un sistema de adquisición de datos y estos a su vez son recopilados en una computadora para transformarlos en el

programa descrito en la sección precedente, y después se graficaron y se compararon con los resultados del modelo matemático propuesto, para validar su consistencia. Al modelo matemático hay que alimentarlo con algunos datos experimentales como la radiación promedio de cada 15 minutos, la temperatura de entrada promedio cada 15 minutos, la temperatura de la tierra y la temperatura del plástico.

5. ANÁLISIS TEÓRICO

5.1 Construcción del Modelo Matemático

Los diversos fenómenos físicos que deben ser modelados se presentan en la figura 5.1.

En algún punto de la superficie en la dirección del flujo la energía absorbida S calienta las piedras negras a la temperatura T_p . La energía es transferida de la superficie absorbedora al fluido circulante (aire) a una tasa caracterizada por un coeficiente convectivo h_2 , hacia la tierra por medio de un coeficiente de pérdidas U_b y a la parte interna de la cubierta de polietileno a través de un coeficiente radiativo $h_{r,p-c}$. Por otro lado, una parte de la energía ganada por el fluido se transfiere a la cubierta a través de un coeficiente convectivo h_1 y finalmente otra parte se pierde al ambiente a través de un coeficiente combinado de radiación y convección U_t (Duffie y Beckman, 1991).

Las características del colector bajo estudio, en particular sus grandes dimensiones y la presencia de una capa de piedras en su superficie absorbedora, exigen un análisis de parámetros distribuidos que considere los efectos dinámicos como aspecto significativo de su comportamiento térmico. Este enfoque difiere notablemente del clásico análisis de parámetros concentrados y estado permanente, que Duffie y Beckman presentan para calentadores de aire.

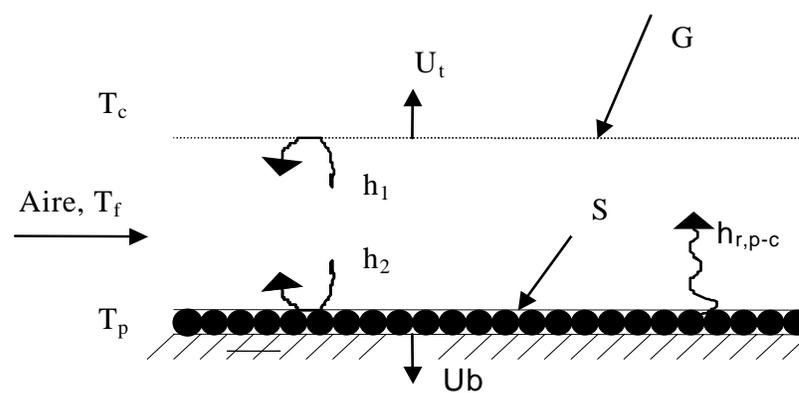


Fig. 5.1 Sección longitudinal esquemática del colector.

El modelo matemático que describe la respuesta dinámica de este colector se basa en las siguientes hipótesis simplificadoras:

- El flujo de aire a través del túnel es incompresible.
- Los perfiles de temperatura y velocidad en cualquier sección transversal del colector son uniformes.
- La inercia térmica del fluido y la cubierta es despreciable, pero no la de la superficie absorbadora.
- Se ignoran los efectos de la conducción longitudinal en la superficie absorbadora, en el fluido y en la cubierta.
- Las propiedades físicas de las piedras y del fluido son independientes de la temperatura.
- Se consideran las pérdidas térmicas hacia la tierra a través de una conductancia global U_b y hacia el ambiente a través de un coeficiente combinado de convección y radiación U_t .

En estas condiciones, un balance térmico sobre el fluido aplicado a un volumen de control diferencial $A_t dx$ conduce a:

$$(\dot{m}c)_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_2 w (T_p - T_f) - h_1 L_a (T_f - T_c) \quad (5.1)$$

Para las piedras negras en la superficie absorbadora se tiene:

$$(1 - \varepsilon)(\rho c)_p e \frac{\partial T_p}{\partial t} = S - h_2 (T_p - T_f) - h_{rpc} (T_p - T_c) - U_b (T_p - T_t) \quad (5.2)$$

Y finalmente para la cubierta de polietileno, la ecuación de balance energético se escribe:

$$h_{rpc}(T_p - T_c) + h_l(T_f - T_c) = U_t(T_c - T_\infty) \quad (5.3)$$

Para completar el modelo se invocan las siguientes condiciones iniciales y de frontera:

$$\text{C.I.1 } T_f(x, 0) = T_0 \quad \forall x \in [0, L] \quad (5.4)$$

$$\text{C.I.2 } T_p(x, 0) = T_0 \quad \forall x \in [0, L] \quad (5.5)$$

$$\text{C.F. } T_f(0, t) = f(t) \quad (5.6)$$

La condición de frontera establecida en la ecuación 5.6 especifica la temperatura del aire a la entrada del colector como una función dependiente del tiempo.

El programa de cómputo implementado para resolver las ecuaciones 5.1-5.3 permite leer directamente la temperatura del aire medida a la entrada del colector o estimarla mediante una expresión analítica.

Para sistemas solares, **Coutier y Farber (1982)** recomiendan modelar la temperatura ambiente por medio de una función senoidal simple.

5.2 Coeficientes de Transferencia de Calor

En las ecuaciones precedentes, el coeficiente de pérdidas U_t , que representa la suma de un coeficiente radiativo, h_{rca} , y un coeficiente convectivo de pérdidas debido al viento, h_w , así como el coeficiente radiativo entre las piedras y la cubierta, fueron estimadas mediante las correlaciones reportadas por **Duffie y Beckman (1991)**.

5.2.1 Coeficientes de pérdidas de calor U_t y U_b

Los coeficientes U_t y U_b caracterizan la transferencia de calor hacia el ambiente y hacia el suelo, respectivamente. Las ecuaciones de definición se presentan a continuación:

Cálculo de U_t

U_t es un coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación, el cual está definido por la ecuación:

$$U_t = h_w + hrca \Rightarrow \frac{I}{U_t} = \frac{1}{h_w + h_{rca}} \quad (5.7)$$

Donde:

h_w es el coeficiente convectivo de pérdidas térmicas de la cubierta hacia el ambiente; sus unidades son $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

Duffie y Beckman (1991) establecen que el valor de h_w está dado por la ecuación:

$$h_w = 5.7 + 3.8 V_w \quad (5.8)$$

donde V_w es la velocidad del viento en m/s . **Duffie y Beckman (1991)** enuncian que probablemente los efectos de la convección libre y radiación estén incluidos en esta ecuación y por tal motivo proponen:

$$h_w = 2.8 + 3V_w \quad (5.9)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de plástico y el cielo (h_{rca}), referido a la temperatura del aire ambiente está definido, según **Duffie y Beckman (1991)**, por:

$$h_{rca} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2) (T_c + T_s) \left[\frac{T_c - T_s}{T_c - T_a} \right] \quad (5.10)$$

Donde la temperatura del cielo, en grados Kelvin, T_s , se calcula con:

$$T_s = 0.0552(T_a)^{1.5021} \quad (5.11)$$

Cálculo de U_b

El cálculo del coeficiente de pérdidas de calor del absorbedor hacia la tierra (U_b) se estima de una manera sencilla, esto es, se considera que el absorbedor sólo transmite calor hacia el suelo por conducción, y como las piedras están directamente en contacto con el suelo, calculamos estas pérdidas de la siguiente manera:

$$U_b = k_t/E_s \quad (5.12)$$

Donde:

U_p es el coeficiente de pérdidas térmicas del colector hacia el suelo, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

k_t es la conductividad térmica del suelo (para este caso en particular se tomó un valor de $1.7 W/m \text{ } ^\circ C$).

E_s es el espesor de la capa del suelo (se utilizó una capa de suelo de 0.4 m)

5.2.2 Cálculo de los Coeficientes Convectivos Internos h_1 y h_2

En un calentador solar de aire de placa plana, donde las temperaturas de la placa y la cubierta son diferentes, se considera que los coeficientes de transferencia de calor por convección de la corriente de aire que está en contacto con ellas son iguales; sin embargo, la naturaleza de la superficie absorbadora del colector bajo análisis exige que se modifique la correlación que permite calcular h_1 .

Para estimar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circulante a la cubierta (h_1) se utilizó la correlación de **Niles et al. (1978)**:

$$Nu = 0.033Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.13)$$

Este número es recomendable para un flujo turbulento que está completamente desarrollado. La particularidad es que se supone que el colector presenta uno de sus lados aislado y el otro a una temperatura mayor.

Los experimentos, para los cuales se derivó la correlación 5.13 arriba mencionada, se desarrollaron en un rango del número de Reynolds de 10^4 a 10^5 aproximadamente. El número máximo de Reynolds que se obtuvo en el presente estudio (147000) excede el límite superior de dicho rango; sin embargo, en una correlación similar reportada por **Bejan (1993)** para convección turbulenta forzada en tuberías el rango aplicable es $2 \times 10^4 < Re < 10^6$, lo cual sugiere que el rango de la ecuación 5.13 pudiera ser mayor. Es importante también considerar que para flujos turbulentos completamente desarrollados las correlaciones de transferencia de calor obtenidas para conductos de una sección transversal particular (v.g. circular), se pueden aplicar a otros tipos de secciones transversales siempre y cuando el número de Reynolds esté basado en el diámetro hidráulico (**Bejan 1993**). Por lo tanto, con base en el argumento anterior, la ecuación 5.13, que es aplicable a secciones transversales de placa plana, se utilizó para el presente estudio.

Finalmente, para estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el aire circulante, h_2 , se incrementó en un 25% el valor que produce la correlación anterior. Este factor, considerado en el modelo como parámetro de ajuste, es apropiado para tomar en cuenta la turbulencia generada por las irregularidades de la superficie absorbidora (ver **Sahu y Bhagoria (2005)**).

$$h_2 = 1.25 \frac{k_f}{Dh} (0.033 Re^{0.8} Pr^{0.4}) \quad (5.14)$$

Para utilizar las ecuaciones que definen a ambos coeficientes, sólo es necesario incluir en ellas el diámetro hidráulico del túnel de calentamiento; el cual se define como:

$$Dh = \frac{4Af}{P} \quad (5.15)$$

Donde:

Af es el área de flujo, m^2 .

P es el perímetro mojado, m .

5.2.3. Cálculo de h_{rpc}

Si se considera que la cubierta es parcialmente transparente, el coeficiente de transferencia radiativo entre el absorbedor y la cubierta de plástico se define como (Duffie y Beckman, 1991):

$$h_{rcp} = \frac{\sigma \varepsilon_p \varepsilon_c (T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{1 - \rho_p \rho_c} \quad (5.16)$$

Donde:

σ es la constante de Stefan-Boltzman = 5.67×10^{-8} , W/m^2K^4 .

ρ_c es la reflectancia de la cubierta, adimensional.

ρ_p es la reflectancia de la piedra, adimensional.

ε_c es la emitancia de la cubierta transparente, adimensional.

ε_p es la emitancia de la piedra, adimensional.

La ecuación 5.16 toma en cuenta que la cubierta plástica no es opaca a la radiación de longitud de onda larga.

6. PROPUESTA DEL MÉTODO DE SOLUCIÓN

La obtención de una solución analítica al conjunto de ecuaciones diferenciales establecido es una tarea sumamente compleja, lo que hace preferible optar por un esquema numérico. La presencia de un coeficiente radiativo (ecs 4.2 y 4.3), dependiente de la temperatura, confiere al problema un carácter fuertemente no lineal.

En aplicaciones solares, **Duffie y Beckman (1991)** recomiendan el uso de técnicas numéricas para facilitar la manipulación de temperatura variable a la entrada del colector y pérdidas de calor hacia un ambiente de temperatura también variable.

El método numérico propuesto inicia con una simplificación de las ecuaciones diferenciales mediante un procedimiento de adimensionalización parcial, y difiere de otros métodos en la derivación de las ecuaciones de discretización.

Las variables adimensionales que se definen son:

$$X = \frac{x}{L} \text{ y } \theta = \frac{(\dot{m}c)_f t}{(1-\varepsilon)(\rho c)_p A_c e} \quad (6.1)$$

Si las derivadas en las ecuaciones 5.1 y 5.2 se expresan con respecto a estas nuevas variables, se obtiene:

$$\frac{\partial T_f}{\partial X} = NUT_1(T_p - T_f) - NUT_2(T_f - T_c) \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial \theta} = K_1 S - NUT_1(T_p - T_f) - K_2(T_p - T_c) - K_3(T_p - T_t) \quad (6.3)$$

Donde:

$$K_1 = \frac{A_c}{(\dot{m}c)_f}, \quad NUT_1 = h_2 K_1, \quad K_2 = h_{rpc} K_1 \quad (6.4)$$

$$NUT_2 = \frac{h_1 L_a L}{(mc)_f}, \quad K_3 = U_b K_1 \quad (6.5)$$

Las definiciones de los parámetros NUT_1 y NUT_2 son muy similares al concepto de *número de unidades de transferencia (NTU)*, que es ampliamente usado en el análisis de intercambiadores de calor (**Incropera y DeWitt, 1996**).

Las ecuaciones 6.2 y 6.3 pueden ser reducidas a formas canónicas lineales de primer orden. De esta forma se obtiene:

$$\frac{\partial T_f}{\partial X} + p_2 T_f = q_2 \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial \theta} + p_1 T_p = q_1 \quad (6.7)$$

Donde:

$$p_1 = NUT_1 + K_2 + K_3 \quad (6.8)$$

$$q_1 = K_1 S + NUT_1 T_f + K_2 T_c + K_3 T_i \quad (6.9)$$

$$p_2 = NUT_1 + NUT_2 \quad (6.10)$$

$$q_2 = NUT_1 T_p + NUT_2 T_c \quad (6.11)$$

La simplicidad de estas formas canónicas permite formular ecuaciones de discretización explícitas para las temperaturas de los diferentes componentes del colector, mediante la resolución analítica de las ecuaciones 6.6 y 6.7 en pequeños dominios espaciales y/o temporales.

El esquema de discretización se basa en la figura 6.1, en la cual las temperaturas de la cubierta y de las piedras dentro de cualquier segmento son consideradas uniformes.

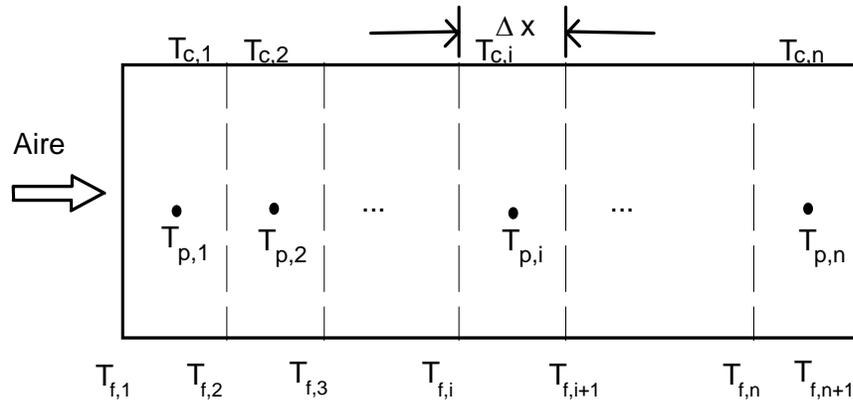


Fig. 6.1 División del colector solar en segmentos de longitud uniforme Δx

De esta forma, si se resuelve la ecuación 6.7 para el i -ésimo segmento en el intervalo de tiempo adimensional $\Delta\theta$, suponiendo constante la temperatura del fluido y la temperatura de la cubierta, se obtiene la siguiente ecuación de discretización para las piedras del absorbedor:

$$T_{p,i}^+ = \frac{q_1}{p_1} + \left(T_{p,i} + \frac{q_1}{p_1} \right) \text{Exp}(-p_1 \Delta\theta) \quad (6.12)$$

Si ahora se supone constante la temperatura del absorbedor y la temperatura de la cubierta en el intervalo Δx y se integra la ecuación 6.6, se obtiene la ecuación de discretización correspondiente al fluido:

$$T_{f,i+1}^+ = \frac{q_2}{p_2} + \left(T_{f,i} + \frac{q_2}{p_2} \right) \text{Exp}(-p_2 \Delta X) \quad (6.13)$$

La temperatura del fluido a la salida del i -ésimo segmento se convierte entonces en la temperatura de entrada para el siguiente segmento. Esta ecuación explícita permite calcular la temperatura de salida del fluido en cada segmento. El proceso numérico completo que involucra el uso de las ecuaciones 5.3, 6.12 y 6.13 se implementó en un programa de cómputo. El diagrama de flujo del proceso numérico que resuelve las ecuaciones gobernantes se presenta en el anexo I.

7. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

Para validar el modelo matemático, se corrió el programa que resuelve las ecuaciones gobernantes bajo las condiciones iniciales y de frontera que se tuvieron en las pruebas experimentales. Estas corresponden a las condiciones climatológicas de la Ciudad de La Paz, México, en julio de 2003. Las predicciones de la temperatura del aire a la salida del colector se compararon con las temperaturas medidas.

Para el presente modelo, las propiedades físicas del aire y las piedras se evaluaron a la temperatura media del colector, y son las que se usaron en las simulaciones numéricas.

La fidelidad con la que el modelo reproduce las temperaturas experimentales se evaluó mediante una desviación absoluta promedio definida por:

$$\delta = \frac{I}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} |T_{calc} - T_{exp}| dt \quad (7.1)$$

Donde la diferencia absoluta entre las temperaturas se promedia sobre toda la duración del experimento.

La fidelidad del modelo a los datos experimentales se representa también mediante una ecuación que considera las diferencias relativas instantáneas de temperaturas, esto es:

$$\delta_r = \sqrt{\frac{I}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \left(\frac{T_{calc} - T_{exp}}{T_{exp}} \right)^2 dt} \quad (7.2)$$

Los resultados de los cálculos numéricos están basados en la consideración del coeficiente convectivo de transferencia de calor, h_2 , como parámetro de ajuste. Este es el parámetro de mayor incertidumbre. Vale la pena mencionar que la constante que multiplica la ecuación 5.13 se modificó sólo una vez para estimar el

valor de ajuste de h_2 correspondiente a un grupo de datos experimentales, y se mantuvo sin cambios para la simulación de los otros casos.

Las pruebas experimentales se llevaron a cabo bajo las condiciones climáticas de La Paz (24.15° latitud norte, 110.36° longitud oeste), México, en septiembre de 2003.

Debido a que los datos son repetitivos, sólo se presentan los resultados de las tres primeras pruebas.

Todas las pruebas iniciaron aproximadamente a la misma hora, 7:30 AM ZT, y tuvieron una duración de 24 horas. En virtud de que todas las pruebas se realizaron durante el mismo mes, la duración del día solar no varió significativamente, como se aprecia en la curva de radiación solar (línea punteada) mostrada en las figuras 7.1, 7.3 y 7.5. El patrón de flujo durante las pruebas fue altamente turbulento ($Re > 10,000$) tal como se indica en la tabla 7.1, que adicionalmente presenta la velocidad promedio del flujo, el flujo másico y las desviaciones del modelo.

Tabla 7.1. Condiciones de flujo y desviaciones del modelo

Prueba	v (m/s)	m (kg/s)	Re	δ (°C)	δr (%)
1	1.29	4.36	88,600	0.7	2.5
2	1.37	4.63	94,100	0.5	2.2
3	2.14	7.24	147,000	0.9	2.8

Las pruebas 1, 2 y 3 se llevaron a cabo los días 22, 23 y 25 de septiembre de 2003, respectivamente.

Los resultados para la prueba 1 se muestran en la figura 7.1, en la cual se aprecia la respuesta dinámica de temperaturas a la salida del colector para un estímulo realista de temperatura del aire a la entrada. Los resultados de la simulación, mostrados con línea continua, reproducen adecuadamente el comportamiento térmico experimental, según se aprecia en el gráfico. Esta concordancia se confirma al calcular el promedio temporal de las diferencias absolutas de temperatura ($TFS_{teo} - TFS_{exp}$) que conduce a un valor tan pequeño como 0.7°C , el cual corresponde a una desviación relativa de 2.5%.

La curva mostrada con línea interrumpida en la misma figura representa la radiación solar expresada en W/m^2 y cuyo valor se lee en la escala secundaria. El máximo de radiación ocurre después de seis horas y media de iniciado el experimento (esto es aproximadamente a las 14:00 hrs) y toma un valor de $870 \text{ W}/\text{m}^2$.

Otro aspecto relevante que se aprecia en la figura 7.1, es el efecto de la inercia térmica de la capa de piedras. Este efecto es evidente justo después del ocaso (12 horas después de iniciado el experimento), cuando la temperatura del aire a la salida del calentador es aún de 4°C superior a la temperatura del aire a la entrada. Esta diferencia decrece gradualmente y llega a ser de 1°C las últimas 4 horas del experimento.

De acuerdo a los resultados de la simulación numérica, el modelo reproduce aceptablemente este efecto, sin embargo, se sobreestima ligeramente la temperatura del aire a la salida en las últimas 4 horas de la prueba.

La figura 7.2 muestra gráficamente la relación entre la temperatura experimental del aire a la salida del colector y la temperatura que predice el modelo. Si el modelo predijera con exactitud la temperatura experimental se apreciaría un conjunto de puntos perfectamente alineados, en una recta de 45° de inclinación, pero en virtud de que es sólo una aproximación a la realidad esto no ocurre. No obstante, la regresión de las temperaturas teóricas conduce a coeficientes de

regresión y de determinación cercanos a la unidad, lo cual confirma la capacidad de predicción del modelo.

Los resultados de las pruebas 2 y 3 se muestran en las figuras 7.3 y 7.5, respectivamente. En estas se incrementó la velocidad del aire en el interior del túnel, lo cual se manifiesta en una reducción del máximo en la temperatura del aire a la salida, con respecto a la prueba 1.

Esto es particularmente evidente para la prueba 3, que se realizó con una velocidad del aire en el interior del túnel de 2.14 m/s. En dicha prueba el máximo de temperatura del aire a la salida es de 49°C aproximadamente, muy inferior al máximo que se presenta en la prueba 1, que es de 54°C. Esto se debe al mayor tiempo de residencia del aire en el interior del túnel en la prueba lo que propicia un mayor intercambio térmico.

Al igual que en la prueba 1, en las pruebas 2 y 3 la concordancia entre los resultados teóricos y experimentales es bastante aceptable. Por ejemplo, en la prueba 2 el promedio temporal de las diferencias absolutas de temperatura es de 0.5 °C, que corresponde a una desviación relativa promedio de 2,2%, mientras que en la prueba 3 la desviación absoluta media es de 0.9 °C, que en términos relativos corresponde a una desviación de 2.8 %.

En la prueba 2 es destacable una caída brusca de la temperatura del aire a la entrada en las últimas 4 horas del experimento. Este descenso es incongruente con la realidad, dado que la temperatura ambiente mínima para esa fecha es alrededor de 23°C y no 18°C como la que registró el sistema. Esto es atribuible a una posible falla del sistema. Sin embargo, dado que la simulación se alimenta con esta condición de frontera, el modelo reproduce este error de medición. La reducción brusca de temperatura se aprecia también en la figura 7.4, con un alargamiento de los puntos hacia arriba respecto a la recta ideal de 45°. No obstante esta discordancia, la mayor parte de los puntos quedan situados muy próximos a la recta, lo cual se manifiesta en un coeficiente de determinación muy alto ($R^2 = 0.991$).

La figura 7.6 muestra la relación entre la temperatura experimental y la temperatura calculada para la prueba 3. Al igual que las pruebas anteriores, la correspondencia entre los resultados teóricos y experimentales se manifiesta en un alto valor del coeficiente de determinación, que en este caso es $R^2 = 0.996$. Esto confirma la bondad del modelo para reproducir las mediciones de temperatura en la descarga del colector solar.

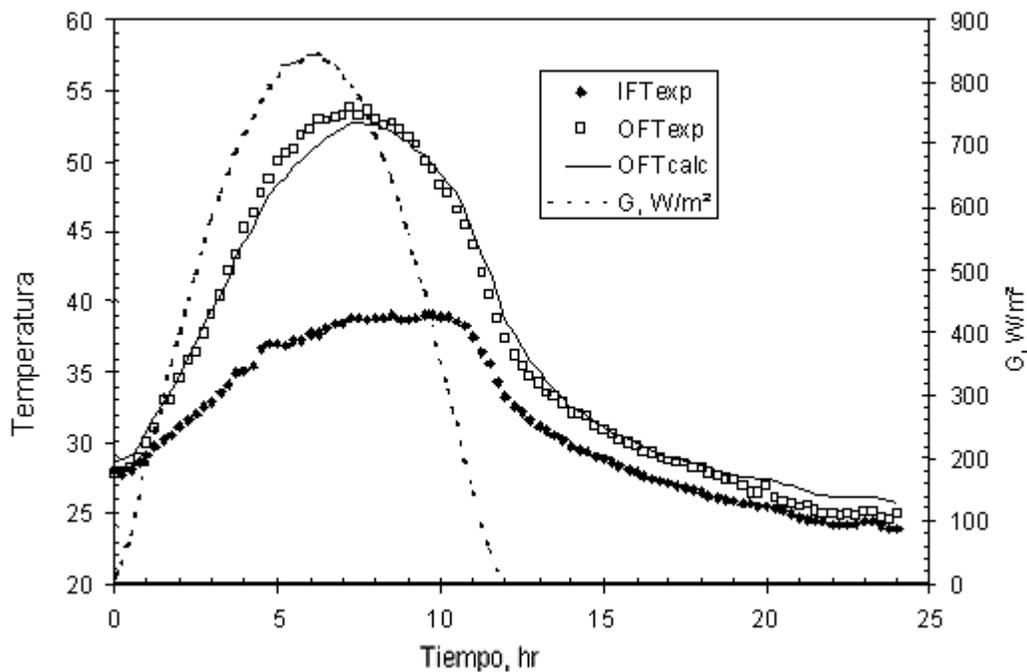


Fig. 7.1 Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 1.

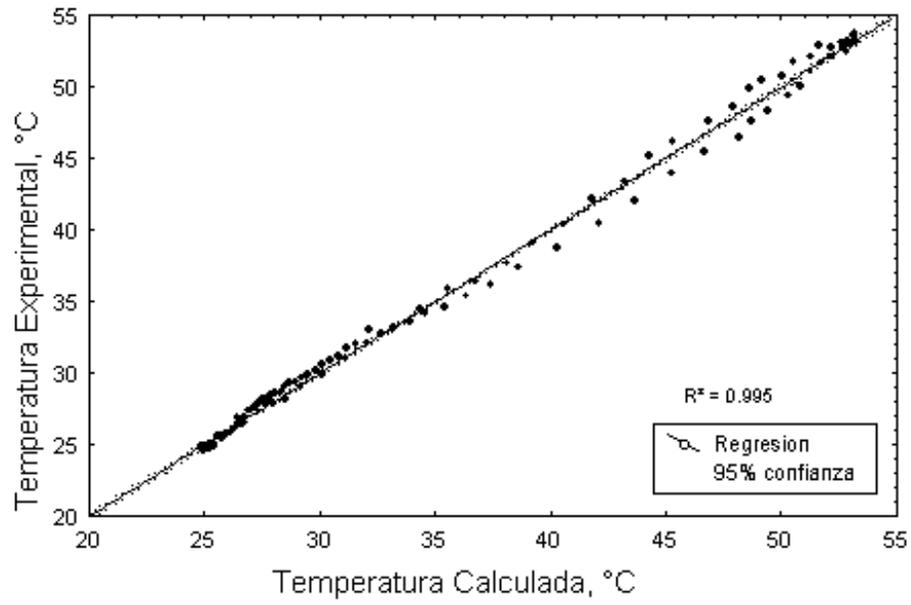


Fig. 7.2 Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 1)

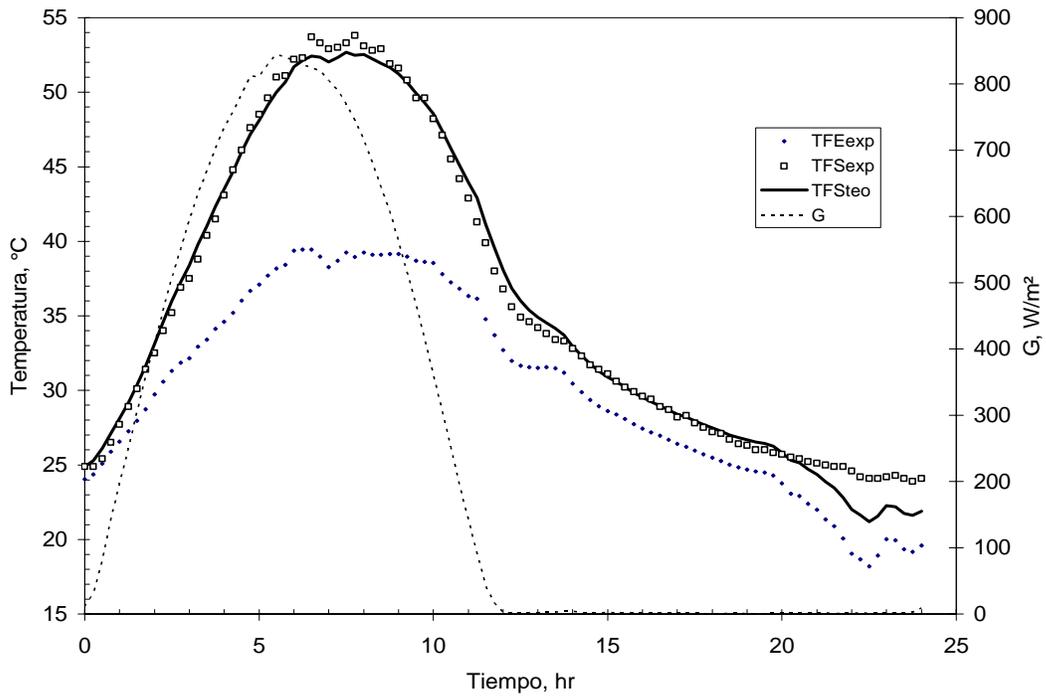


Fig. 7.3 Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 2.

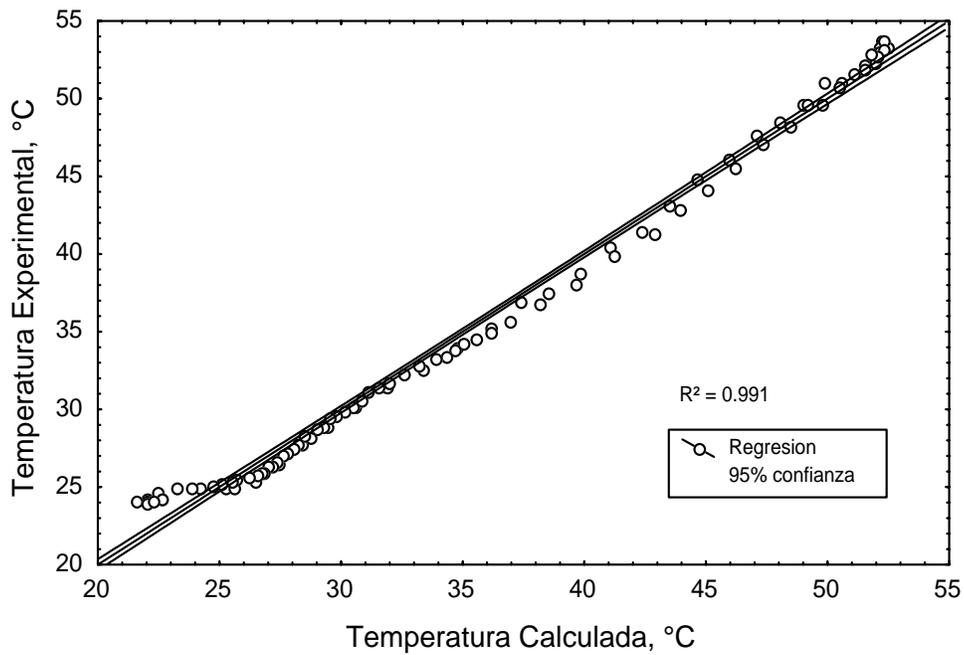


Fig. 7.4 Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 2)

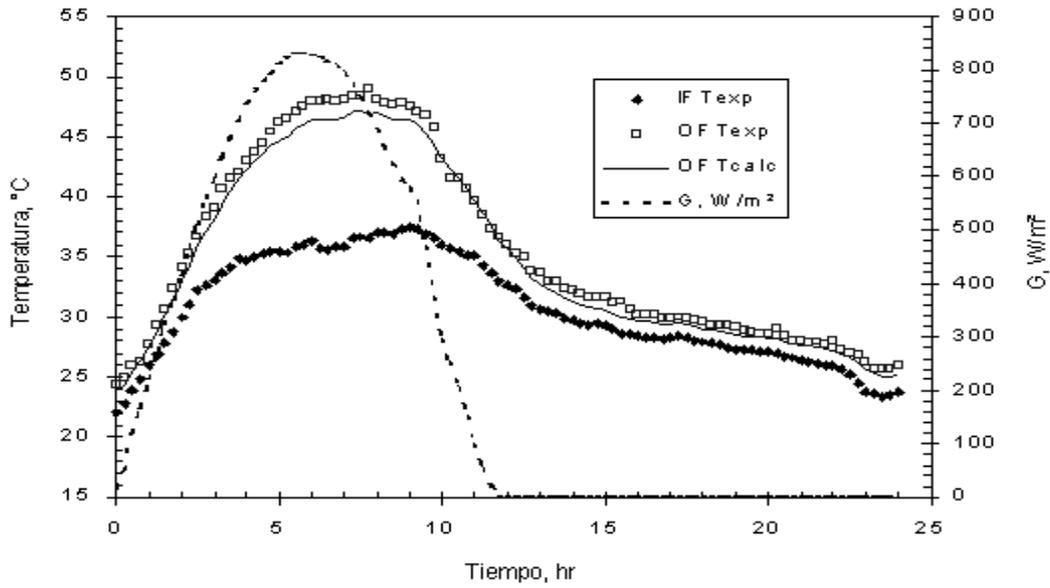


Fig. 7.5 Comparación entre resultados teóricos y experimentales para la prueba 3.

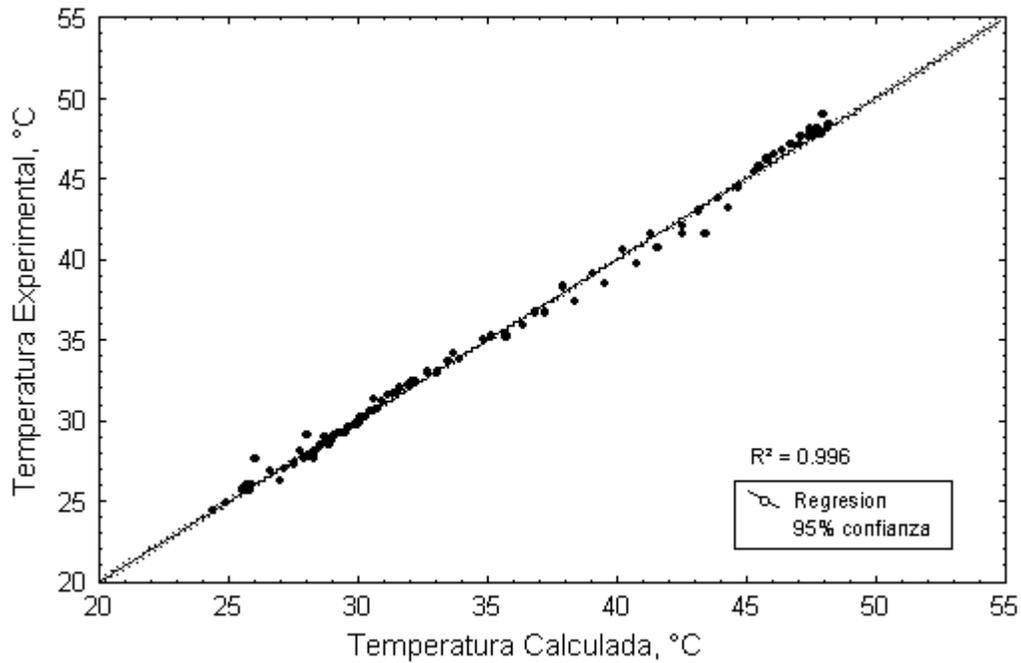


Fig. 7.6 Correlación entre temperatura experimental y calculada del fluido a la salida del colector (prueba 3)

8. CONCLUSIONES

Con base en las discusiones anteriores, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

Se formuló y validó un modelo numérico para simular el comportamiento dinámico de un calentador solar de aire tipo túnel inflable, con base en un análisis de primera ley. El modelo incluye la capacitancia térmica de la capa de piedras que actúa como superficie absorbidora y está constituido por tres ecuaciones que describen la distribución de temperaturas de los tres componentes del sistema.

Se propuso una nueva estrategia para derivar las ecuaciones de discretización. Ésta es usada para resolver numéricamente las ecuaciones gobernantes y consiste en resolver analíticamente las ecuaciones adimensionales en un pequeño dominio espacial y temporal para producir ecuaciones de discretización en forma explícita.

Las desviaciones absolutas promedio en todas las pruebas fueron menores a 1.0 °C, lo cual permite concluir que el modelo reproduce el comportamiento térmico del colector aceptablemente bien. Las desviaciones relativas de las temperaturas experimentales (menores a 2.8%) confirman la bondad del modelo.

BIBLIOGRAFÍA

Abbud I. A., G.O.G Löf y D. C. Hittle, "Simulation of solar air heating at constant temperature", *Solar Energy* 1995, Vol 54, No. 2, pp. 75-83.

Aboul-Enein S., El-Sebaili A.A., Ramadan M.R.I., El-Gohary H.G., "Parametric study of a solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications", *Renewable Energy* 2000; 21:505-522.

Ahmad N.T. "Agricultural solar air collector made from low-cost plastic packing film", *Renewable Energy* 2001; 23:663-671.

Ammari H.D. "A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats", *Renewable Energy* 2003; 28: 1597-1615.

Bejan A. Heat transfer, 1st ed. New York 1993: John Wiley and Sons (chapter 9).

Cortes A., Piacenti R., "Improvement of the efficiency of a bare solar collector by means of turbulence promoters". *Appl. Energy* 1990 ; Vol 36, pp. 253-256.

Coutier J. P. y E. A. Farber, "Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds", *Solar Energy* 1982, Vol 26 (6), pp 451-462.

Choudhury C., P. M. Chauhan y H. P. Garg , "Economic design of rock bed storage device for storing solar thermal energy", *Solar Energy* 1995, Vol. 55, No. 1, pp. 29-37.

Duffie J. A., W. A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons 1991, New York.

Ferziger J. H. y Peric M. Computacional Method for Fluid Dynamics, Springer, 2001, Berlin, 364 p

Flores-Irigollen A, Chagoyán S. J. y Fernández Z. J. L., "Comportamiento Dinámico de un Lecho Empacado con Piedras". Memoria de la XIX Semana Nacional de Energía Solar de la ANES 1995, pp 9-14.

Flores-Irigollen A., J. Chagoyán y J. L. Fernández, "Análisis de sensibilidad de un lecho empacado con piedras," Memoria de la XX Semana Nacional de Energía Solar de la ANES 1996, pp 355-360.

Flores-Irigollen A., J. L. Fernández, E. Rubio-Cerda y F. T. Poujol, "Heat transfer dynamics in an inflatable-tunnel solar air heater", *Renewable Energy* 2004, 29 (8): 1367-1382.

Forson F.K., Nazha M.A. y Rajakaruna H. "Experimental and simulation studies on a single pass, double duct solar air heater, *Energy Convers Mgmt* 2003; 44: 1209-1227

Gupta D., Solanki S.C., Saini J.S. , "Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates", *Solar Energy* 1997; 61(1):33-42.

Gutiérrez M. F. y B. R. Tovar, "Evaluación Térmica de Calentadores Solares para Aire Tipo Túnel Inflable", Reporte del Instituto de Ingeniería 1989, UNAM, México, 94 p.

Hegazy A.A., "Optimum channel geometry for solar air heaters of conventional design and constant flow operation", *Energy Convers Mgmt* 1999; 40:757-774.

Ho C.D., Yeh C.W. y Hsieh S.M. "Improvement in device performance of multi-pass flat-plate solar air heater with external recycle", *Renewable Energy* 2005; 30: 1601-1621

Hottel H. C. y Whillier A. "Evaluation of flat plate solar collector performance", University of Arizona Press 1958. Chapter 6, pp 74-104.

Hughes P. J., S. A. Klein y D. J. Close , "Packed bed thermal storage models for solar air heating and cooling systems," *ASME J Heat Transf* May 1976, pp 336-338.

Incropera F. P. y D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons 1996, New York. 879 p.

Löf G. O. G. y R. W. Hawly, "Unsteady-state heat transfer between air and loose solids," *Ind. & Eng Chem* 1948, Vol 40 (6), pp 1061-1070.

Maaliou B. y B. J. McCoy, "Optimization of thermal energy storage in packed column", *Solar Energy* 1985, Vol. 34, No. 1, pp. 35-41.

Medved S, Oman J, Novak P., "Numerical model and parametric analyses of an inflatable solar heater", *Solar Energy* 1999; 65(4):263-270.

Niles P. N., E. J. Carnegie, J. G. Pohl y J. M. Cherne, "Design and performance of an air collector for industrial crop dehydration", *Solar Energy* 1978, Vol 20, pp 19-23.

Prasad B.N., Saini J.S. "Thermo-hydraulic optimization of artificially roughened solar air heaters". *Proc. NSEC*, Solar Energy Society of India, Hyderabad, 1988.

Saez A. E. y B. J. McCoy, "Dynamic response of a packed bed thermal storage system. A model for solar air heating," *Solar Energy* 1982, Vol 29 (9), pp 201-206.

Sahu M.M. y Bhagoria J.L. "Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater", *Renewable Energy* 2005; 30: 2057-2073.

Schumann T. E. W., "Heat Transfer: A liquid flowing through a porous prism," *J. Franklin Inst* 1929, Vol 208, pp 405-416.

Yadav Y. P., K. Ashok, L. B. Sharan y V. P. Srivastana, "Parametric analysis of a suspended flat plate solar air heater", *Solar Energy* 1995, Vol. 36, No. 5, pp. 325-335.

ANEXO I. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO NUMÉRICO

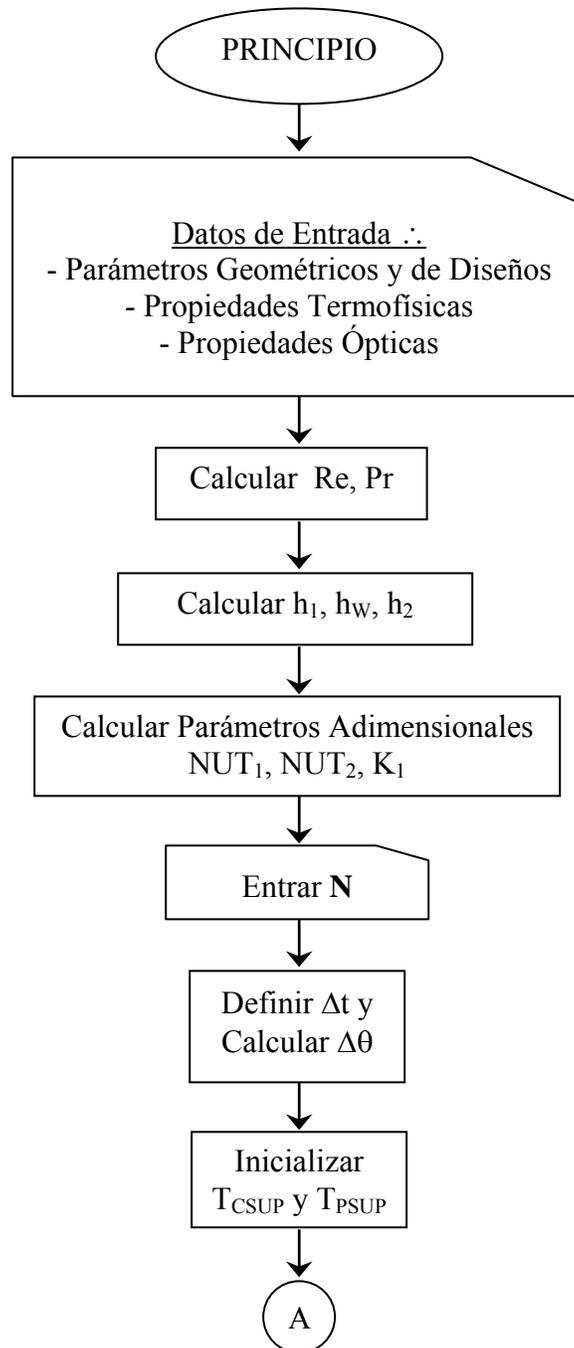


Diagrama de Flujo del Proceso Numérico

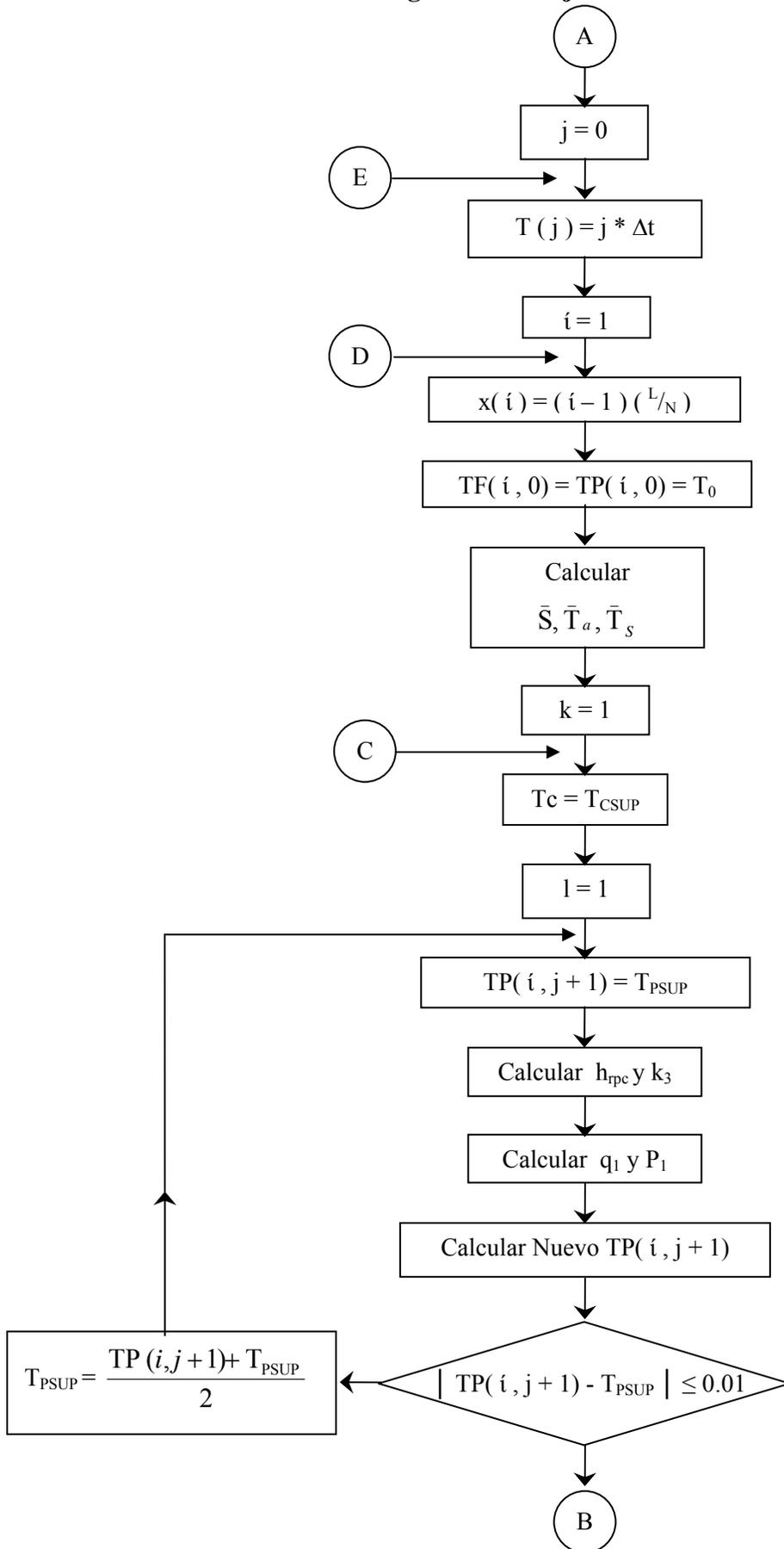


Diagrama de Flujo del Proceso Numérico

